

О. І. ТАРАСОВ, О. О. ЛИТВИНЕНКО, І. О. МИХАЙЛОВА

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЗОВИХ ТУРБІН З ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧАМИ

При охолодженні газових турбін може використовуватися повітроохолоджувач, що представляє певні труднощі для складання розрахункової моделі. Причиною цього є те, що граф системи охолодження для сучасної газової турбіни може складатися з 1000 і більше каналів. Моделювання таких великих систем успішно виконується за допомогою програмного комплексу *THA* (*Thermal & Hydraulic Analysis*). Метод, реалізований для систем охолодження у *THA*, також може використовуватися для розрахунку повітроохолоджувача. Однак включення теплообмінника в загальну схему значно ускладнює розрахункову схему. У зв'язку з цим запропоновано представляти теплообмінник одним каналом, властивості якого повністю визначають різні типи теплообмінників. Для обґрунтування цього за допомогою *THA* був виконаний аналіз роботи трубчастого теплообмінника з різними теплоносіями. Встановлено, що ефективність теплообмінника залежить головним чином тільки від відносини витратних теплоємностей теплоносіїв. В результаті зроблених узагальнень був створений канал гідравлічної мережі типу "теплообмінник", який вибрав всі основні характеристики теплообмінника, що дозволило рекомендувати цей канал для включення в схеми систем охолодження газових турбін.

Ключові слова: газова турбіна, система охолодження, гідравлічний опір, коефіцієнт тепловіддачі, ефективність, теплообмінник, повітроохолоджувач.

А. И. ТАРАСОВ, О. А. ЛИТВИНЕНКО, И. А. МИХАЙЛОВА

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН С ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯМИ

При охлаждении газовых турбин может использоваться воздухоохладитель, что представляет определенные трудности для составления расчетной модели. Причиной этого является то, что граф системы охлаждения для современной газовой турбины может состоять из 1000 и более каналов. Моделирование таких больших систем успешно выполняется с помощью программного комплекса *THA* (*Thermal & Hydraulic Analysis*). Метод, реализованный для систем охлаждения в *THA*, также может использоваться для расчета воздухоохладителя. Однако включение теплообменника в общую схему значительно усложняет расчетную схему. В связи с этим предложено представлять теплообменник одним каналом, свойства которого полностью определяют различные типы теплообменников. Для обоснования этого с помощью *THA* был выполнен анализ работы трубчатого теплообменника с различными теплоносителями. Установлено, что эффективность теплообменника зависит главным образом только от отношения расходных теплоемкостей теплоносителей. В результате предпринятых обобщений был создан канал гидравлической сети типа "теплообменник", который впитал все основные характеристики теплообменника, что позволило рекомендовать этот канал для включения в схемы систем охлаждения газовых турбин.

Ключевые слова: газовая турбина, система охлаждения, гидравлическое сопротивление, коэффициент теплоотдачи, эффективность, теплообменник, воздухоохладитель.

A. TARASOV, O. LYTVYENKO, I. MYHAYLOVA

DESIGNING THE GAS TURBINE COOLING SYSTEM EQUIPPED WITH AIR COOLERS

The air cooler can be used for the cooling of gas turbines and it presents certain difficulties for the calculation model generation. The reason is that the cooling system graph of the state-of-the-art turbine can consist of 1000 and even more channels. Such large systems are successfully simulated using *THA* (*Thermal & Hydraulic Analysis*) Software Package. The method realized by *THA* for cooling systems can also be used for the air cooler design. However, the inclusion of the heat exchanger into the general diagram considerably complicates the design diagram. In this connection it was recommended to represent the heat exchanger as one channel whose properties totally suit for different types of heat exchangers. To substantiate this approach we analyzed the operation of the tubular heat exchanger with such heat carriers as air, air-water and water-water using the *THA* software package. It was established that the heat exchanger efficiency depends mainly on the relationship of the flow-rate heating power of heat carriers. A slight scatter in the heat exchanger efficiency data is explained by the dependence of thermal and physical properties of heat carriers on the temperature and the pressure. It was noted that the hydraulic resistance coefficient of the heat exchanger depends on the whole on the Reynolds number for which the arbitrary diameter, for example that of the inlet duct can be selected as a characteristic size. The generalizations made allowed us to design the hydraulic network channel of a "heat exchanger" type that imbibes all the basic characteristics of a heat exchanger. Using the *THA*, we performed in the end the comparative analysis of the detailed and simplified diagrams of heat exchanger; in the latter diagram the heat exchanger was represented as a single channel. We obtained a good coincidence of the computation data and it allowed us to recommend this channel for the diagrams of the cooling systems of gas turbines.

Key words: gas turbine, cooling system, hydraulic resistance, heat transfer coefficient, efficiency, heat exchanger, and the air cooler.

Вступ

Елементами конструкції сучасних газотурбінних двигунів (ГТД) є регенеративні теплообмінні апарати які включаються в основний термодинамічний цикл, що дозволяють повернути в цикл частину теплоти вихлопних газів. Перший тип – підігрівачі повітря, які встановлюються перед подачею повітря в компресор, другий тип –

повітроохолоджувачі, які встановлюються між компресорами низького і високого тиску. Таким чином, за рахунок введення теплообмінних апаратів в цикл збільшується ККД і корисна робота циклу.

Але в конструкціях ГТД є теплообмінники, які не є елементами основного термодинамічного циклу. Наприклад, це такі теплообмінні апарати як маслоохолоджувачі, які відводять теплоту тертя

© О. І. Тарасов, О. О. Литвиненко, І. О. Михайлова, 2019

від підшипників, підігрівачі паливного газу, які підвищують температуру газу перед камерою згоряння, повітроохолоджувачі охолоджуючого повітря, що забезпечують систему охолодження високотемпературних деталей соплових і робочих лопаток, роторів газотурбінних установок (ГТУ) охолоджуючим повітрям.

Основне призначення цих теплообмінників є забезпечення надійної роботи і працездатності ГТУ. Незважаючи на те, що ці теплообмінники не є елементами основного циклу вони також впливають на економічність і потужність ГТУ за рахунок підвищення ефективності системи охолодження.

Проектування і аналіз систем охолодження газових турбін виконується на ряді підприємств за допомогою програмного комплексу *ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis)* [1], який передбачає моделювання системи охолодження у вигляді графа. На розміри графа обмеження не накладаються і в залежності від ступеня деталізації для деяких двигунів кількість гілок (каналів) може досягати 1000 і більше [3–6].

Повітроохолоджувачі, які є елементами системи охолодження, також можуть розглядатися як гідравлічні системи та їх моделювання без будь-яких ускладнень може бути виконано за допомогою ТНА. Однак включення великої кількості гілок (каналів), що належать теплообміннику, в і без того досить складну схему охолодження газової турбіни мабуть недоцільно.

Тому завдання проектування складної системи охолодження ГТД або ГТУ в рамках ТНА передбачає моделювання роботи двох гідравлічних систем: безпосередньо системи охолодження газової турбіни і окремо гідравлічної системи повітроохолоджувача на змінних режимах роботи. З'єднання двох систем пропонується виконувати шляхом включення в систему охолодження газової турбіни каналу типу "теплообмінник", який володіє характеристиками реального теплообмінника.

Мета роботи

Метою роботи було: продемонструвати можливість моделювання теплообмінників за допомогою ТНА, виявити узагальнені характеристики теплообмінника, які з достатньою точністю визначають його ефективність та гідравлічний опір, створити канал типу "теплообмінник" який дозволяє значно спростити гідравлічну схему системи охолодження газової турбіни.

Моделювання теплообмінника в ТНА

Розглянемо, наприклад, пластинчастий теплообмінник. Умовно теплова поверхня такого теплообмінника являє собою набір тонких штампованих пластин з гофрованими поверхнями і з отво-

рами колекторного типу для введення і виведення теплоносіїв. Пластини збираються в пакети. Канал в теплообміннику знаходиться під тиском між двома сусідніми пластинами. Теплоносії потрапляють у її канали через поздовжні колектори пакету, виконаного кутовими отворами. З колектора теплоносіїв розподіляється по декількох паралельних каналах. Можлива проста симетрична схема, в якій число паралельних каналів однакове для гарячої і холодної рідини. Несиметричні схеми застосовуються, якщо теплоносії знаходяться в різних фазових станах або затребувані для змінних масових витрат теплоносіїв. У цих схемах кількість каналів для першого і другого агентів незрівнянно.

Не виключаючи загальності, розглянемо спрощений пластинчастий теплообмінник з несиметричною схемою (рис. 1, 2).

У цьому прикладі в якості теплоносія використовували повітря. Гаряче повітря (жирна лінія) надходить у теплообмінник з температурою 150 °С і тиском $3 \cdot 10^5$ Па. На початку він проходить по трьох паралельних каналах, а після колекторів йде по 4-х паралельних каналах. Холодне повітря (тонка лінія) надходить у колектор з температурою 10 °С і тиском $3 \cdot 10^5$ Па, яке проходить послідовно вздовж трьох паралельних гілок.

Тиск за теплообмінником, як для холодного, так і для гарячого середовища, призначався рівним $2 \cdot 10^5$ Па. Кожен канал має прямокутник поперечним перерізом 500×6 мм² і довжиною 1000 мм.

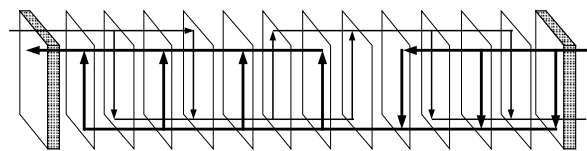


Рис. 1 – Схема пластинчастого теплообмінника

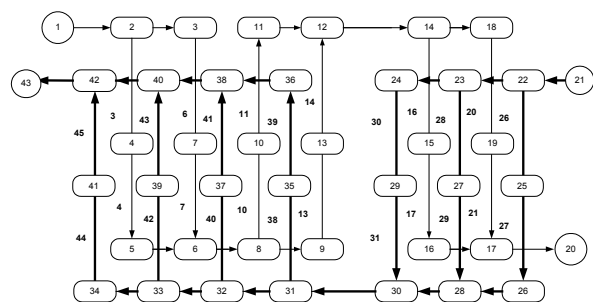


Рис. 2 – Граф системи руху теплоносіїв у пластинчастому теплообміннику:
у рамці – номер внутрішнього вузла;
в колі – номер зовнішнього вузла;
цифра поруч – номер гілки графа; жирними лініями показано гарячий теплоносій, а тонкими – холодний

Кожен з каналів, що прилягають до теплообмінної поверхні, представлений двома послідов-

ними гілками графа. Відзначимо, що для більшої точності при вирішенні практичних завдань необхідно розділити кожен з каналів на 5–10 послідовних гілок. Таку операцію можна виконати без будь-яких проблем за допомогою одного з варіантів препроцесора.

Особливість розрахунку заданої гідравлічної схеми на відміну від розрахунку систем охолодження полягає в тому, що гілки графа, що визначають суміжні канали по гарячих і прохолодних шляхах теплоносія, пов'язані між собою, а температура повітря в них і температура пластин визначаються відповідно одновимірною теплопровідністю:

$$q = \frac{t_i - t_j}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_j}}, \quad (1)$$

$$t_{wi} = t_i - \frac{q}{\alpha_i}, \quad (2)$$

$$t_{wj} = t_j + \frac{q}{\alpha_j}, \quad (3)$$

де q – питомий тепловий потік від гарячого теплоносія до холодного;

t_i, t_j – температури гарячого та холодного теплоносія;

t_{wi}, t_{wj} – температури пластини на її збіжних сторонах;

δ – товщина;

λ – коефіцієнт теплопровідності пластини між каналами i та j .

Розрахунок гідравлічної схеми теплообмінника передбачає зокрема визначення масових витрат гарячого і холодного повітря, коефіцієнтів тепловіддачі в усіх каналах. Знаючи ці величини і геометричні розміри каналів, розраховується зміна температури повітря уздовж каналу з урахуванням температури стінки, яка на кожній ітерації коригується у відповідності з (1)–(3). У даному випадку корегування температури пластини виконувалось для з'єднаних рівняннями (1)–(3) каналів: 45–3, 3–43, 44–4, 4–42 та інших.

На рис. 3 показано розподіл значень тиску в основних вузлах схеми і масових витрат теплоносіїв. Виявлено, що масові витрати гарячих і холодних носіїв є різними внаслідок різниці їх властивостей. Зміна температур теплоносіїв і середніх температур перегородки між суміжними каналами наведено на рис. 4.

Отримання загальних характеристик теплообмінника для ефективності і коефіцієнту гідравлічного опору

Як було показано, програмний комплекс *ТНА* дозволяє моделювати різні типи теплообмінників. Це дає можливість використання *ТНА* для визна-

чення функціональних зв'язків ефективності та гідравлічного опору з найбільш значущими режимними параметрами.

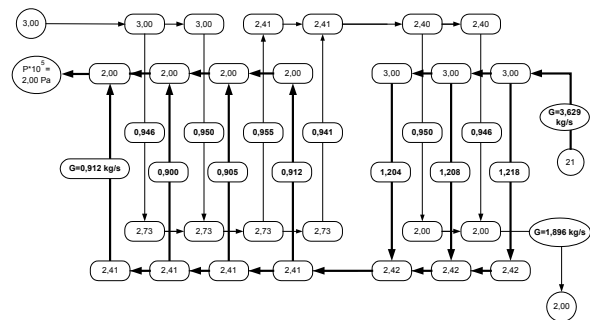


Рис. 3 – Розподіл тисків і масових витрат теплоносіїв

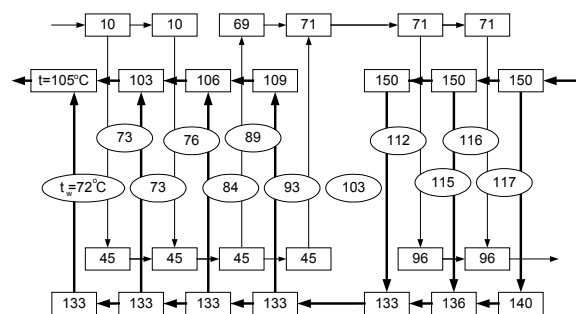


Рис. 4 – Температура гарячого і холодного повітря в деяких вузлах графа і середні температури перегородки між суміжними каналами

При цьому пропонується в розрахункову схему системи охолодження газової турбіни вводити тільки тракт охолоджуваного повітря, а параметри холодоагенту повинні бути задані в якості вихідних даних. Таким чином, канал типу "теплообмінник" буде пропускати тільки повітря, що охолоджується, і величина його охолодження буде розраховуватися з урахуванням відводу теплоти від другого теплоносія (води, повітря) не безпосередньо, а через узагальнену характеристику ефективності теплообмінника. Це ж справедливо і для гідравлічного опору повітряного тракту.

На прикладі протитечійного теплообмінника виявимо які режимні параметри в максимальній мірі визначають його ефективність.

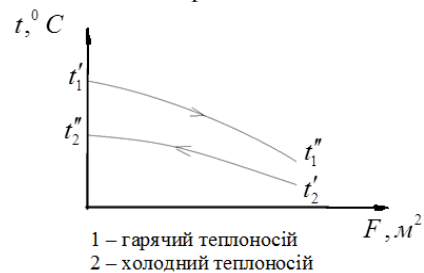


Рис. 5 – Схема протитечійного руху теплоносія

Для протічального теплообмінника зміна температур теплоносія визначається залежностями [2]

$$\left. \begin{aligned} \delta t_1 = t'_1 - t''_1 &= (t'_1 - t'_2) \frac{1 - e^{-\frac{KA}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right)}}{1 - \frac{C_1}{C_2} e^{-\frac{KA}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right)}} \\ \delta t_2 = t''_2 - t'_2 &= (t'_1 - t'_2) \frac{C_1}{C_2} \frac{1 - e^{-\frac{KA}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right)}}{1 - \frac{C_1}{C_2} e^{-\frac{KA}{C_1} \left(1 - \frac{C_1}{C_2}\right)}} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де $C_1 = G_1 c_{p1}$, $C_2 = G_2 c_{p2}$ – масова теплоємність гарячих і холодних рідин;

G_1 , G_2 – їх масові витрати;

K – коефіцієнт теплопередачі від гарячої до холодної рідини через стінку.

Цей коефіцієнт для пластини товщиною δ є рівним

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (5)$$

Ефективність теплообмінника E визначається як

$$E = \frac{Q}{Q_{\max}}, \quad (6)$$

де Q – фактична швидкість передачі тепла від гарячої до холодної рідини;

Q_{\max} – максимальний тепловий струм для заданих температур рідин

$$Q_{\max} = C_{\min} (t'_1 - t'_2), \quad (7)$$

де C_{\min} є меншою з двох коефіцієнтів витратної теплоємності: $C_1 = G_1 c_{p1}$, $C_2 = G_2 c_{p2}$.

Якщо рівняння (4) буде підставлено в (7), тоді можемо впевнитися, що ефективність залежить від співвідношення витратних теплоємностей та коефіцієнта теплопередачі K , тобто

$$E = f\left(\frac{C_2}{C_1}, K\right). \quad (8)$$

Проте коефіцієнт теплопередачі K , у свою чергу, залежить від масових витрат, тому що чим більше масова витрата, тим більше Re . Це дозволяє замість K у виразі (8) застосувати витрати

$$E = f_1\left(\frac{C_2}{C_1}, G_1, G_2\right) = f_2\left(\frac{C_2}{C_1}, G_1\right) = f_3\left(\frac{C_2}{C_1}, G_2\right). \quad (9)$$

Якщо зафіксувати, наприклад, масову витрату холодної рідини, то ефективність може бути виражена однією кривою (рис. 6). Деякий розкид точок відносно кривої обумовлений зміною теплофізичних властивостей теплоносіїв при зміні тиску і температури на різних режимах роботи. Такий вид кривої буде і для інших складних схем теплооб-

мінників (паралельний потік, перехресний потік та інші).

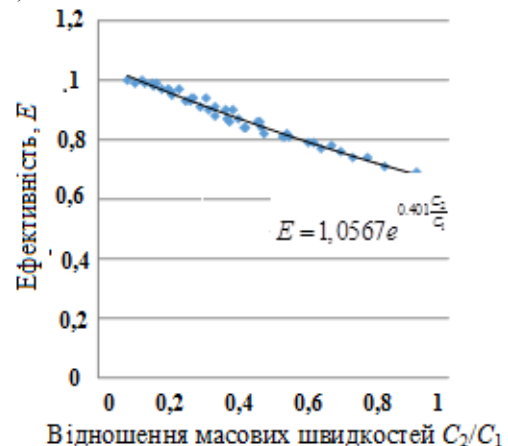


Рис. 6 – Узагальнена характеристика теплообмінника

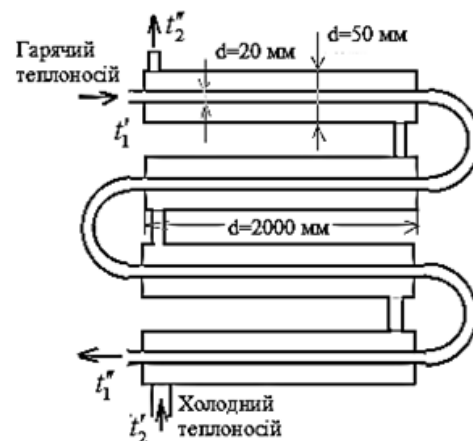


Рис. 7 – Схема руху гарячого і холодного теплоносіїв в трубчастому теплообміннику

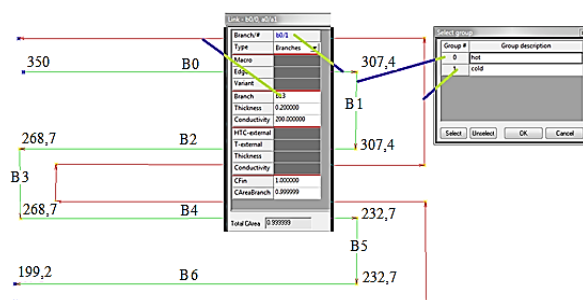


Рис. 8 – Розрахункова модель теплообмінника

Якщо будемо використовувати цю концепцію, то для ефективності може бути застосовано апроксимацію

$$E = a_0 e^{a_1 \frac{C_2}{C_1}}. \quad (10)$$

На прикладі простого трубчастого теплообмінника отримаємо коефіцієнти a_0 і a_1 (10) за допомогою програмного комплексу *ТНА* (рис. 7, 8).

Для встановлення різних швидкостей потоку гарячих та холодних рідин, були задані різні тиски і температури теплоносіїв на вході в теплообмінник. У результаті була отримана апроксимація ефективності, яка досить точно визначається тільки одним параметром C_2/C_1 для різних пар теплоносіїв: повітря-повітря, повітря-вода, вода-вода (рис. 9).

Узагальнений коефіцієнт гідравлічного опору ζ гарячого (повітряного) тракту теплообмінника за результатами його моделювання в ТНА на різних режимах був знайдений з рівняння

$$\Delta p^* = \zeta \frac{G^2}{2\rho A^2}. \quad (11)$$

Коефіцієнт гідравлічного опору холодного тракту теплообмінника не розглядався, оскільки витрата цього теплоносія повинна бути задана постійною або такою, що змінюється у часі.

Узагальнений коефіцієнт гідравлічного опору тракту може бути приведений до будь-якого живого перерізу. Найбільш зручно, як визначальний живий переріз використовувати вхідний патрубок.

Узагальнений коефіцієнт гідравлічного опору тракту складається з постійних величин, обумовлених поворотом потоку, зміни живого перерізу, так і від втрат на тертя. Останні втрати залежать від числа Re , яке змінюється уздовж тракту в зв'язку зі зміною швидкості, діаметра і властивостей повітря. Очевидно, що одне значення числа Re не відображає повністю гідравлічні втрати. Однак, як показав наш досвід, похибки не настільки великі і можна при проектуванні систем охолодження використовувати єдиний узагальнений коефіцієнт гідравлічного опору у вигляді (рис. 10)

$$\zeta = f(Re). \quad (12)$$

Спираючись на проведений аналіз в ТНА був запрограмований новий тип каналу "теплообмінник", який в якості властивостей містить інформацію про ефективність теплообмінника і його коефіцієнти гідравлічного опору у вигляді заздалегідь визначених видів апроксимаційних функцій. Додатково вводиться інформація по другому контуру: витратна теплоємність (охолоджувача) C_2 і температура теплоносія на вході в тракт холодного контуру або їх зміна в часі у вигляді таблиці.

Канал "теплообмінник" з'єднує суміжні канали системи охолодження тільки повітряним трактом і з точки зору розрахунку системи охолодження нічим не відрізняється від інших каналів. В результаті на кожній з ітерацій має витрата повітря в цьому каналі і легко визначається температура повітря на виході з нього

$$t_1'' = t_1' - E(t_1' - t_2') \frac{C_2}{C_1}. \quad (13)$$

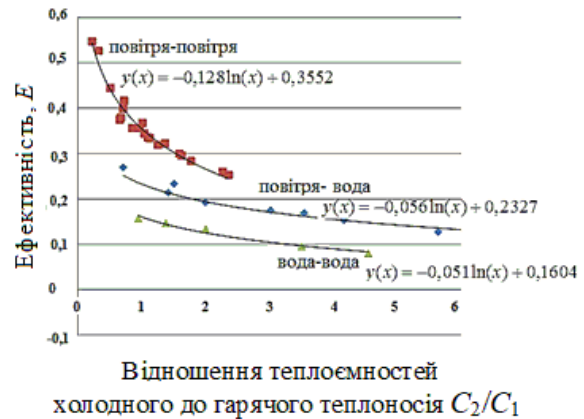


Рис. 9 – Апроксимація отриманих даних ефективності

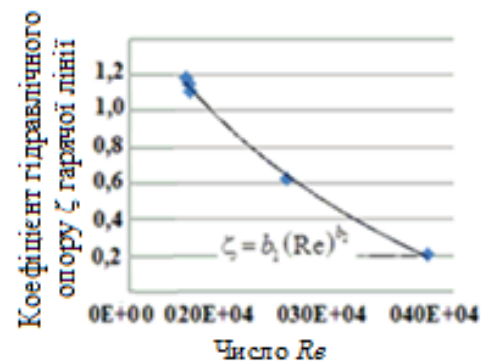


Рис. 10 – Загальний коефіцієнт гідравлічного опору

Приклад розрахунку каналу «теплообмінник»

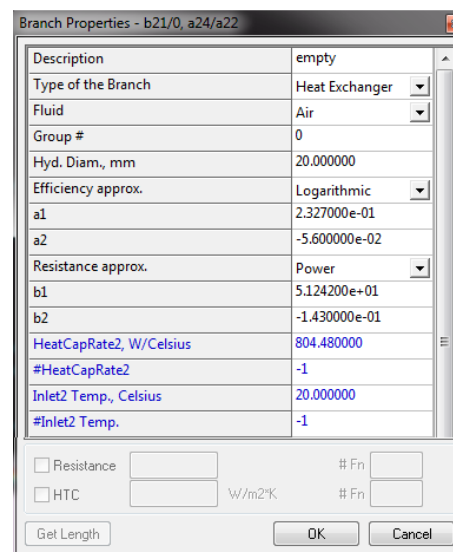


Рис. 11 – Інтерфейс програми ТНА для введення вихідних даних розрахунку каналу «теплообмінник»

Для підтвердження працездатності зроблених викладок проведено розрахунок повітря-водяного теплообмінника, який представлено вище на рис. 7.

Введення даних в програмі ТНА для розрахунку каналу "теплообмінник" зображено на рис. 11.

Температура охолоджуючої води 20 °С, умовний гідравлічний діаметр 20 мм, ефективність і гідравлічний опір визначається логарифмічними апроксимаційними функціями відповідно

$$E = 0,2327 - 0,056 \ln \left(\frac{C_2}{C_1} \right), \quad (14)$$

$$\zeta = 51,242 \text{Re}^{-0,143}. \quad (15)$$

В процесі розрахунку визначається масова витрата повітря та температура повітря.

На рис. 12 показані результати докладного розрахунку трубчастого теплообмінника (а) і каналу гідравлічної системи типу "теплообмінник" (б).

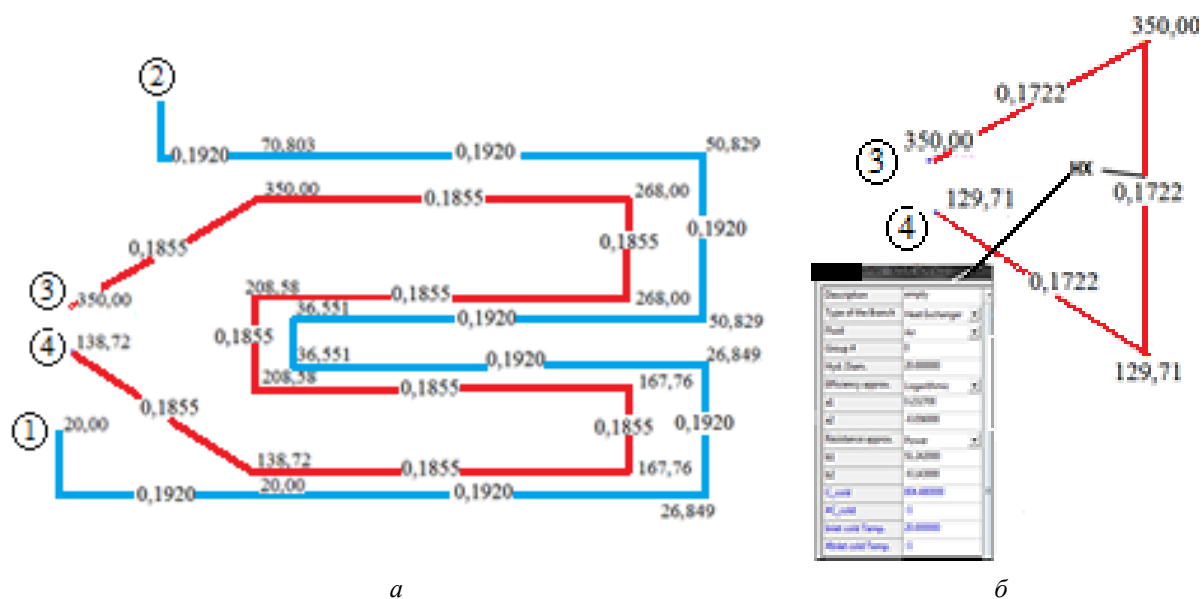


Рис. 12 – Зіставлення розрахунків:
а – розрахунок теплообмінника; б – узагальнене подання у вигляді каналу "теплообмінник" НХ (heat exchanger – теплообмінник)

Висновки

1. Запропоновано використовувати узагальнені характеристики теплообмінника для розрахунку систем охолодження газових турбін. Такий підхід дозволив проводити розрахунок теплообмінника в загальній гідравлічній схемі на різних режимах роботи газотурбінної установки.

2. Введення каналу типу «теплообмінник» значно спрощує моделювання і розрахунок загальної гідравлічної системи охолодження газової турбіни.

Список літератури

1. Тарасов А. И., Долгов А. И. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis): Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.
2. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. *Справочник по теплопередаче*. Москва: Государственное энергетическое издательство Ленинград, 1959. 414 с.
3. Тарасов, А. И., Долгов А. И. Стратегия оптимизации систем охлаждения лопаток газовой турбины методом LP-поиска применительно к сетевой модели. *Электронное моделирование*. Киев: НАН Украины, 2010. № 1. Т. 32. С. 105–112.
4. Тарасов, А. И., Долгов А. И. Оптимизация системы охлаждения рабочей лопатки энергетической газовой турбины.

- Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків: НТУ «ХПІ», 2013. № 12(986). С. 69–76. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774X.
- Тарасов А. И., Литвиненко О. А., Михайлова И. А. Анализ метода расчета сопротивления в тракте подачи воздуха из компрессора в ротор газовой турбины. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 8(1180). С. 54–59. Бібліогр.: 14 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.
 - Тарасов А. И., Литвиненко О. А., Михайлова И. А. Расходные характеристики отверстий, применяемых в системах охлаждения газовых турбин. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10(1232). С. 52–58. Бібліогр.: 6 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.
 - Kutateladze S. S., Borishanskii V. M. (1959), *Directory heat transfer*, State Energy Publishing Leningrad, Moscow, 414 p.
 - Tarasov A. I., Dolgov A. I. (2010), "Strategy for optimizing cooling systems for gas turbine blades LP-search that applies to the network model", *Electronic modelin*, no. 1, vol. 32, pp. 105–112, NAS of Ukraine, Kiev.
 - Tarasov A. I., Dolgov A. I. (2013), "Cooling system optimization of the power gas turbine rotor blade", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 12(986), pp. 69–76, ISSN 2078-774X.
 - Tarasov, A. I., Lytvynenko, O. A. and Myhaylova, I. A. (2016), "Analysis of the Method for Back Pressure Prediction in the Air Supply Path From Compressor in the Gas Turbine Rotor", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 54–59, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.07.
 - Tarasov, A. I., Lytvynenko, O. A. and Myhaylova, I. A. (2017), "Metering Characteristics of the Openings Used for the Cooling Systems of Gas Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 52–58, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.
- References (transliterated)**
- Tarasov, A. I., Dolgov A. I. (2006), THA (Thermal & Hydraulic Analysis): *Svidetel'stvo ob oficial'noj registracii programm dlja JeVM*. Patent 2007610141, 10 November 2006. Federal'naja sluzhba po intellektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam, RU.

Надійшла (received) 20.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тарасов Олександр Іванович (Тарасов Александр Иванович, Tarasov Alexander) – доктор технічних наук, професор, професор кафедри турбінобудування, Харків, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна; alx.tarasov@gmail.com, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5952-3258>.

Литвиненко Оксана Олександрівна (Литвиненко Оксана Алексеевна, Lytvynenko Oksana) – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; lytvynenko.oksana2016@gmail.com, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-0182-2255>.

Михайлова Ірина Олександрівна (Михайлова Ирина Александровна, Myhaylova Irina) – старший викладач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; myhaylovai@gmail.com, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1857-0787>.